

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-330118

(P2001-330118A)

(43) 公開日 平成13年11月30日 (2001. 11. 30)

(51) Int.Cl.	識別記号	F I	テマコード(参考)
F 1 6 H 61/02		F 1 6 H 61/02	3 J 5 5 2
9/00		9/00	A
// F 1 6 H 59:38		59:38	
59:72		59:72	
63:06		63:06	

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2000-151302(P2000-151302)

(22) 出願日 平成12年5月23日 (2000. 5. 23)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 山本 良明

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 田村 忠司

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

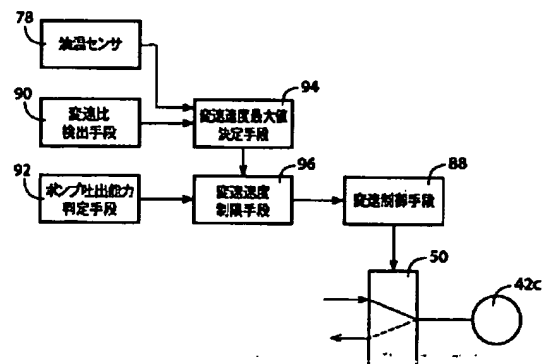
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用無段変速機の油圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】 作動油温度が低いときでも動力伝達部材のすべりが発生しない車両用無段変速機の油圧制御装置を提供する。

【解決手段】 変速速度制限手段96により、油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{OIL}$ に基づいてベルト式無段変速機18の変速速度の最大値が制限されることから、変速に伴う入力側油圧シリンダ42c内の容積の変化率の最大値が制限されてその変化率に起因する圧低下が抑制されるので、入力側油圧シリンダ42c内の作動油不足が解消されて伝動ベルト(動力伝達部材)48のすべりが防止される。また、変速速度が上記変速速度の最大値に到達するまでの範囲内の変速制御動作には支障がなく、変速制御特性が好適に維持される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 油圧ポンプから圧送された作動油を油圧アクチュエータに対して供給し或いは該油圧アクチュエータ内の作動油を排出させることにより無段階の変速を行う車両用無段階変速機の油圧制御装置であって、前記作動油の温度を検出する油温センサと、該油温センサにより検出された作動油の温度に基づいて前記無段階変速機の変速速度の最大値を制限する変速速度制限手段とを、含むことを特徴とする車両用無段階変速機の油圧制御装置。

【請求項2】 前記無段階変速機の変速比および前記作動油の温度の少なくとも一方と変速速度の最大値との間の予め設定された関係から、該無段階変速機の変速比および前記油温センサにより検出された作動油の温度の少なくとも一方に基づいて前記変速速度の最大値を決定する変速速度最大値決定手段を有するものである請求項1の車両用無段階変速機の油圧制御装置。

【請求項3】 前記油圧ポンプは、エンジンによって回転駆動されるものであり、前記変速速度制限手段は、該油圧ポンプの回転速度が予め設定された低速回転域内に 20 ある場合に前記無段階変速機の変速速度の最大値を制限するものである請求項1または2の車両用無段階変速機の油圧制御装置。

【請求項4】 前記低速回転域は、前記油圧ポンプの最低吐出圧保持回転域よりも低い回転域である請求項3の車両用無段階変速機の油圧制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用無段階変速機の油圧制御装置の改良に関し、特に変速比を変化させるための油圧アクチュエータ内の作動油の漏出に起因する動力伝達部材のすべり防止技術に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】油圧アクチュエータにより押圧される動力伝達部材を介して動力が伝達されるとともに、その油圧アクチュエータに対する作動油の供給排出を制御することにより無段階に変速を行う車両用無段階変速機が知られている。たとえば、有効径が可変の1対の入力側可変プーリおよび出力側可変プーリと、それら入力側可変プーリおよび出力側可変プーリに巻き掛けられて動力を伝達する伝動ベルトと、それら入力側可変プーリおよび出力側可変プーリのV溝幅を変化させる入力側油圧シリンダおよび出力側油圧シリンダとを備えたベルト式無段階変速機がそれである。通常、エンジンによって回転駆動される油圧ポンプからの作動油を元圧とする油圧制御回路が設けられ、上記の入力側油圧シリンダおよび出力側油圧シリンダのうちの一方内の作動油が変速制御弁装置によって供給され或いは排出されることにより変速比が制御され、他方内の作動油圧がベルト張力制御弁によって調圧されることにより伝動ベルトの張力が入力トルク 50

および変速比に応じて必要かつ十分に制御されて伝動ベルトのすべりが発生しないようにされている。

【0003】ところで、上記油圧シリンダから作動油の漏れが存在し、その作動油の温度上昇に伴ってその漏れ量が多くなると、特に急変速の場合においては動力伝達部材の押付力を必要かつ十分にしようとする制御の実行にも拘らずその押付力の不足が発生する場合があった。たとえば、ベルト式無段階変速機では、伝動ベルトの張力が入力トルクおよび変速比に応じて必要かつ十分にしようとする制御の実行にも拘らず、特に急変速の場合において油圧シリンダ内の容積変化によって作動油が不足し、伝動ベルトのすべりが発生する可能性があった。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】これに対し、たとえば特開平11-141670号公報に記載されているように、変速比を目標変速比に一致するようにフィードバック制御するに際して、作動油温度が低くなるほどフィードバックゲインを大きくする技術が開示されている。しかしながら、このような技術は、変速比を目標変速比に一致させる制御動作を低油温ほど速やかにして作動油の粘性の増加に伴って制御動作が緩慢となることを解消しようとするものに過ぎず、油圧シリンダ内の作動油不足に起因する動力伝達部材の押圧力不足に対して対処できない。

【0005】本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、作動油温度が高いときでも動力伝達部材のすべりが発生しない車両用無段階変速機の油圧制御装置を提供することにある。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、油圧ポンプから圧送された作動油を油圧アクチュエータに対して供給し或いはその油圧アクチュエータ内の作動油を排出させることにより無段階の変速を行う車両用無段階変速機の油圧制御装置であって、(a) 前記作動油の温度を検出する油温センサと、(b) その油温センサにより検出された作動油の温度に基づいて前記無段階変速機の変速速度の最大値を制限する変速速度制限手段とを、含むことにある。

## 【0007】

【発明の効果】このようにすれば、変速速度制限手段により、油温センサにより検出された作動油の温度に基づいて前記無段階変速機の変速速度の最大値が制限されることから、変速に伴う油圧シリンダ内容積の変化率の最大値が制限されてその変化率に起因する圧低下が抑制されるので、油圧シリンダ内の作動油不足が解消されて動力伝達部材のすべりが防止される。また、変速速度が上記変速速度の最大値に到達するまでの範囲内の変速制御動作には支障がなく、変速制御特性が好適に維持される。

## 【0008】

【発明の他の態様】ここで、好適には、前記無段階変速機

の変速比および前記作動油の温度の少なくとも一方と変速速度の最大値との間の予め設定された関係から、その無段変速機の変速比および前記油温センサにより検出された作動油の温度の少なくとも一方に基づいて前記変速速度の最大値を決定する変速速度最大値決定手段を有するものである。このようにすれば、無段変速機の変速比および作動油の温度の少なくとも一方の値が反映した適切な変速速度の最大値が得られる。たとえばベルト式無段変速機においては、その変速比が異なることで可変プーリのベルト掛かり径が変わるため、伝動ベルトに対する挟圧力が同一であっても受け持てるトルク容量が異なることに対応することができて伝動ベルトのすべりが防止されるとともに、変速速度の悪化を適切に小さくすることができる。上記関係は、作動油の温度が高くなるほど変速速度の最大値が小さくなるように、或いは無段変速機の変速比が大きくなるほど変速速度の最大値が小さくなるように予め設定されている。

【0009】また、好適には、前記油圧ポンプは、エンジンによって回転駆動されるものであり、前記変速速度制限手段は、その油圧ポンプの回転速度が予め設定された低速回転域内にある場合に前記無段変速機の変速速度の最大値を制限するものである。このようにすれば、油圧ポンプの吐出能力（吐出圧）が低い予め設定された低速回転域内において、変速速度制限手段が前記無段変速機の変速速度の最大値を制限することから、油圧ポンプの吐出能力が高く、油圧シリンダからの漏れ量を十分補うことができる回転域においては変速速度の最大値が制限されず、好適な変速制御が得られる。また、油圧ポンプの低速回転域内において無段変速機の変速速度の最大値が制限される場合は、エンジン回転速度が比較的低い惰行走行や高速ギヤ段における低速走行状態であって、高い変速速度はそれほど必要がないので、変速制御にはそれほど支障がない。

【0010】また、好適には、前記低速回転域は、前記油圧ポンプの最低吐出圧保持回転域よりも低い回転域である。このようにすれば、油圧ポンプの最低吐出圧保持回転域においては油圧ポンプの吐出能力が高く、変速速度の最大値が制限されないので、好適な変速制御が得られる。

【0011】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0012】図1は、本発明の一実施例の制御装置が適用された車両用ベルト式無段変速機18を含む動力伝達装置10の骨子図である。この動力伝達装置10はたとえば横置き型FF（フロントエンジン・フロントドライブ）駆動車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源として用いられる内燃機関であるエンジン12を備えている。エンジン12の出力は、トルクコンバータ14から前後進切換装置16、ベルト式無段変速機（C

VT）18、減速歯車20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配されるようになっている。上記ベルト式無段変速機18は、エンジン12から左右の駆動輪（たとえば前輪）24L、24Rへ至る動力伝達経路に設けられている。

【0013】上記トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびタービン軸34を介して前後進切換装置16に連結されたタービン翼車14tと、一方向クラッチを介して非回転部材に回転可能に支持された固定翼車14sとを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間には、それ等を一体的に連結して相互に一体回転させることができるようにするためのロックアップクラッチ（直結クラッチ）26が設けられている。

【0014】上記前後進切換装置16は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置にて構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに連結され、ベルト式無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに連結されている。そして、キャリア16cとサンギヤ16sとの間に配設された前進クラッチ38が係合させられると、前後進切換装置16は一体回転させられてタービン軸34が入力軸36に直結され、前進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。また、リングギヤ16rとハウジングとの間に配設された後進ブレーキ40が係合させられるとともに上記前進クラッチ38が開放されると、入力軸36はタービン軸34に対して逆回転させられ、後進方向の駆動力が駆動輪24R、24Lに伝達される。

【0015】前記ベルト式無段変速機18は、上記入力軸36に設けられた有効径が可変の入力側可変プーリ42と、出力軸44に設けられた有効径が可変の出力側可変プーリ46と、それ等の可変プーリ42、46のV溝に巻き掛けられた伝動ベルト48とを備えており、動力伝達部材として機能する伝動ベルト48と可変プーリ42、46のV溝の内壁面との間の摩擦力を介して動力伝達が行われるようになっている。可変プーリ42、46はそれぞれのV溝幅すなわち伝動ベルト48の掛かり径を変更するための入力側油圧シリンダ42cおよび出力側油圧シリンダ46cを備えて構成されており、入力側可変プーリ42の油圧シリンダ42cに供給或いはそれから排出される作動油の流量が油圧制御回路52内の変速制御弁装置50（図4参照）によって制御されることにより、両可変プーリ42、46のV溝幅が変化して伝動ベルト48の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 $\gamma$ （＝入力側回転速度 $N_{IN}$ ／出力側回転速度 $N_{OUT}$ ）が連続的に変化させられるようになっている。

【0016】また、出力側可変プーリ46の油圧シリンダ46c内の油圧 $P_B$ は、可変プーリ46の伝動ベルト48に対する挟圧力および伝動ベルト48の張力にそれ

それぞれ対応するものであって、伝動ベルト48の張力すなわち伝動ベルト48の両可変プーリ42、46のV溝内壁面に対する押圧力に密接に関係しているため、ベルト張力制御弁、ベルト挟圧力制御弁、ベルト押圧力制御弁とも称され得るものであり、伝動ベルト48が滑りを生じないように、油圧制御回路52内の挟圧力制御弁60により調圧されるようになっている。

【0017】図2は、ベルト式無段変速機18の構成を説明するためにその一部を切り欠いて示している。入力側可変プーリ42は、入力軸36に固定された固定回転体42fと、その固定回転体42fとの間にV溝を形成する状態で入力軸36に軸方向の移動可能且つ軸まわりの相対回転不能に取付られた可動回転体42vと、入力軸36に固定されてその可動回転体42vと摺動可能に嵌合するシリンダボデー42bとから構成されており、ピストンとして機能する可動回転体42vおよびシリンダボデー42bにより前記油圧シリンダ42cが構成されている。また、出力側可変プーリ46は、出力軸44に固定された固定回転体46fと、その固定回転体46fとの間にV溝を形成する状態で出力軸44に軸方向の移動可能且つ軸まわりの相対回転不能に取付られた可動回転体46vと、出力軸44に固定されてその可動回転体46vと摺動可能に嵌合するシリンダボデー46bとから構成されており、ピストンとして機能する可動回転体46vおよびシリンダボデー46bにより前記油圧シリンダ46cが構成されている。これら油圧シリンダ42cおよび46cは、その摺動部分に作動油の漏出を防止するためのシール部材47が設けられているにも拘らず、多少の作動油の漏れが発生するようになっている。

【0018】図3および図4は上記油圧制御回路52の一例を示す図であって、図3はベルト張力制御弁の調圧作動に関連する回路、図4は変速比制御に関連する回路をそれぞれ示している。図3において、オイルタンク56に還流した作動油は、エンジン12により駆動される油圧ポンプ54により圧送され、図示しないライン圧調圧弁によりライン圧 $P_L$ に調圧された後、リニアソレノイド弁58および挟圧力制御弁60に元圧として供給される。リニアソレノイド弁58は、電子制御装置66（図5参照）からの励磁電流が連続的に制御されることにより、油圧ポンプ54から供給された作動油の油圧から、その励磁電流に対応した大きさの制御圧 $P_s$ を発生させて挟圧力制御弁60に供給する。挟圧力制御弁60は、制御圧 $P_s$ が高くなるに従って上昇させられる油圧 $P_b$ を発生させ、出力側可変プーリ46の油圧シリンダ46cに供給することにより、伝動ベルト48が滑りを生じない範囲で可及的にその伝動ベルト48に対する挟圧力すなわち伝動ベルト48の張力が小さくなるようにする。その油圧 $P_b$ は、その上昇に伴ってベルト挟圧力すなわち可変プーリ42、46と伝動ベルト48との間の摩擦力を増大させる。

【0019】リニアソレノイド弁58には、カットバック弁62のON時にそれから出力される制御圧 $P_s$ が供給される油室58aが設けられる一方、カットバック弁62のOFF時には、その油室58aへの制御圧 $P_s$ の供給が遮断されて油室58aが大気開放されるようになっている。カットバック弁62のオン時にはオフ時よりも制御圧 $P_s$ の特性が低圧側へ切り換えられるようになっている。上記カットバック弁62は、前記トルクコンバータ14のロックアップクラッチ26のON（係合）時に、図示しない電磁弁から信号圧 $P_{ON}$ が供給されることによりONに切り換えられるようになっている。

【0020】図4において、前記変速制御弁装置50は、前記ライン圧 $P_L$ の作動油を専ら入力側可変プーリ42の油圧シリンダ42cへ供給し且つその作動油流量を制御することによりアップ方向の変速速度を制御するアップ変速制御弁50u、およびその油圧シリンダ42cから排出される作動油の流量を制御することによりダウン方向の変速速度を制御するダウン変速制御弁50dから構成されている。このアップ変速制御弁50uは、ライン圧 $P_L$ を導くライン油路Lと入力側油圧シリンダ42cとの間を開閉するスプール弁子50uvと、そのスプール弁子50uvを閉弁方向に付勢するスプリング50usと、アップ側電磁弁64uから出力される制御圧を導く制御油室50ucとを備えている。また、ダウン変速制御弁50dは、ドレン油路Dと入力側油圧シリンダ42cとの間を開閉するスプール弁子50dvと、そのスプール弁子50dvを閉弁方向に付勢するスプリング50dsと、ダウン側電磁弁64dから出力される制御圧を導く制御油室50dcとを備えている。上記アップ側電磁弁64uおよびダウン側電磁弁64dは、電子制御装置66によってデューティ駆動されることにより連続的に変化する制御圧を制御油室50ucおよび制御油室50dcへ供給し、ベルト式無段変速機18の変速比 $\tau$ をアップ側およびダウン側へ連続的に変化させる。なお、上記ダウン変速制御弁50dには、そのスプール弁子50dvの閉位置においてライン油路Lと入力側油圧シリンダ42cとの間を僅かな流通断面積の流路61が形成されるようになっており、上記アップ変速制御弁50uおよびダウン変速制御弁50dが共に閉状態であるときには、変速比 $\tau$ を変化させないために、ライン油路Lから絞り63、一方向弁65、上記流路61を通して作動油が僅かに供給されるようになっている。前記入力側油圧シリンダ42cおよび出力側油圧シリンダ46cは、その回転軸心に対して偏った荷重が加えられることなどにより、シール部材47が摺動部分に設けられているにも拘らず作動油の僅かな漏れが存在するからである。

【0021】図5の電子制御装置66には、シフトレバー67の操作位置を検出する操作位置検出センサ68からの操作位置 $P_{SH}$ を表す信号、イグニッションキーにより操作されるイグニッションスイッチ69からのイグニショ

ンキーのオン操作を表す信号、スロットル弁70の開度を変化させるアクセルペダル71の開度 $\theta_{acc}$ を検出するアクセル操作量センサ72からのアクセル開度 $\theta_{acc}$ を表す信号、エンジン12の回転速度 $N_E$ を検出するエンジン回転速度センサ73からの回転速度 $N_E$ を表す信号、車速 $V$ （具体的には出力軸44の回転速度 $N_{out}$ ）を検出する車速センサ（出力側回転速度センサ）74からの車速 $V$ を表す信号、入力軸36の入力軸回転速度 $N_{in}$ を検出する入力側回転速度センサ76からの入力軸回転速度 $N_{in}$ を表す信号、動力伝達装置10すなわちベルト式無段変速機18内の作動油温度 $T_{oil}$ を検出する油温センサ78からの作動油温度 $T_{oil}$ を表す信号、出力側可変プーリ46の油圧シリンダ46cの内圧 $P_B$ すなわち実際のベルト挟圧力制御圧 $P_B$ を検出する圧力センサ80からのその油圧 $P_B$ を表す信号がそれぞれ供給されるようになっている。

【0022】上記電子制御装置66は、CPU、ROM、RAM、入出力インターフェースなどから成る所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、RAMの一時記憶機能を利用しつつROMに予め記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、上記無段変速機18の変速制御や挟圧力制御を行うものである。具体的には、変速制御では、たとえば図6に示す予め記憶された関係（マップ）から実際の運転者の要求出力量を表すアクセル操作量すなわちアクセル開度 $\theta_{acc}$ （%）および車速 $V$ （出力側回転速度 $N_{out}$ に対応）に基づいて目標回転速度 $N_{in}^I$ を算出し、実際の入力側回転速度 $N_{in}$ がその目標回転速度 $N_{in}^I$ と一致するように変速制御弁装置50を動作させることにより、入力側可変プーリ42の油圧シリンダ42c内へ供給される作動油或いはその油圧シリンダ42c内から排出される作動油の流量を制御する。上記図6は、エンジン12をその出力および燃費が最適となる最適曲線に沿って動作させるために予め求められた関係であって、その $\gamma_{max}$ は最大変速比で、 $\gamma_{min}$ は最小変速比である。

【0023】また、上記電子制御装置66は、ベルト挟圧力制御では、必要かつ十分な必要油圧（理想的なベルト挟圧力に対応する目標油圧）を得るために予め定められた関係（マップ）からベルト式無段変速機18の実際の入力トルク $T_{in}$ 或いは伝達トルクに対応するアクセル操作量 $\theta_{acc}$ および実際の変速比 $\gamma$ に基づいてベルト挟圧力制御圧（目標値）を算出し、そのベルト挟圧力制御圧が得られるように油圧制御回路52内の挟圧力制御弁60に調圧させる。

【0024】図7は、上記電子制御装置66の制御機能の要部すなわちベルト挟圧力制御を説明する機能ブロック図である。図7において、変速制御手段88は、車両の走行中において、たとえば図6に示す予め記憶された関係（マップ）から実際のアクセル開度 $\theta_{acc}$ （%）および車速 $V$ （出力側回転速度 $N_{out}$ に対応）に基づい

て目標回転速度 $N_{in}^I$ を算出し、実際の入力側回転速度 $N_{in}$ がその目標回転速度 $N_{in}^I$ と一致するように変速制御弁装置50のアップ変速制御弁50u 或いはダウン変速制御弁50d の駆動デューティ比 $D$ （%）を決定してその駆動デューティ比 $D$ で動作させるフィードバック制御を実行することにより、入力側可変プーリ42の油圧シリンダ42c内へ供給される作動油或いはその入力側油圧シリンダ42c内から排出される作動油の流量を制御する。上記駆動デューティ比 $D$ とベルト式無段変速機18の変速速度とはたとえば図8に示す関係にある。

【0025】変速比検出手段90は、たとえば入力側回転速度センサ76からの入力軸回転速度 $N_{in}$ を車速センサ74により検出された出力軸回転速度 $N_{out}$ で除算することにより、或いは図示しないセンサにより検出された入力側可変プーリ42のV溝幅に基づいてベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ を検出する。ポンプ吐出能力判定手段92は、エンジン12によって回転駆動される油圧ポンプ54の回転速度が予め設定された最低吐出圧保持回転域を下回ったか否かすなわち低速回転域内であるか否かを、たとえばエンジン回転速度 $N_E$ に基づいて判定する。この油圧ポンプ54はたとえばギヤ式ポンプであって、たとえば図9に示すように、駆動回転速度がたとえば1000rpm程度の境界回転速度を超えた最低吐出圧保持回転域では吐出圧 $P_{oil}$ が安定して最低吐出圧 $P_{min}$ 以上の値に略一定となるが、その最低吐出圧保持回転域を下まわる低速回転域となると吐出圧が最低吐出圧 $P_{min}$ よりも急速に低下する特性を備えている。このため、上記ポンプ吐出能力判定手段92は、エンジン回転速度 $N_E$ に対応する油圧ポンプ54の回転速度が上記境界回転速度を下まわったか否かを判定する。

【0026】変速速度最大値決定手段94は、ベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ およびその作動油温度 $T_{oil}$ と変速速度の制限値すなわち最大値に対応する最大デューティ比 $A$ との間の予め設定された関係から、そのベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および油温センサ78により検出された作動油 $T_{oil}$ の温度に基づいて変速速度の最大値に対応する最大デューティ比 $A$ を決定する。上記関係は、作動油の温度 $T_{oil}$ が高くなるほど変速速度の最大値に対応する最大デューティ比 $A$ が制限される（小さくなる）ように、およびベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ が大きくなるほど変速速度の最大値に対応する最大デューティ比 $A$ が小さくなるように予め設定されている。図10は、上記関係の一例であるマップを示している。

【0027】変速速度制限手段96は、油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{oil}$ に基づいてベルト式無段変速機18の変速速度の最大値を低く制限する。すなわち変速速度最大値決定手段94により図10の関係からベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および作動油温度 $T_{oil}$ に応じて決定された変速速度の最大値に対応

する最大デューティ比Aを、変速制御手段88により制御されるアップ変速制御弁50<sub>u</sub>（アップ側電磁弁64<sub>u</sub>）或いはダウン変速制御弁50<sub>d</sub>（ダウン側電磁弁64<sub>d</sub>）の実際の駆動デューティ比Dが超えないようにすることにより、ベルト式無段変速機18の変速速度の最大値を制限する。また、上記変速速度制限手段96は、ポンプ吐出能力判定手段92によりエンジン12によって回転駆動される油圧ポンプ54の回転速度が予め設定された最低吐出圧保持回転域を下回ったと判定されるときすなわち最低吐出圧保持回転域内にあるときはベルト式無段変速機18の変速速度の最大値を制限しないが、下回ったと判定されると上記の変速速度の最大値を制限する制御を実行する。

【0028】図11は、電子制御装置66の制御動作の要部を説明するフローチャートであって、所定のサイクルタイムたとえば数十m秒の周期で繰り返し実行されるものである。図11において、前記ポンプ吐出能力判定手段92に対応するステップ（以下、ステップを省略する）SA1では、油圧ポンプ54の回転速度に対応するエンジン回転速度 $N_E$ が予め設定された最低吐出圧保持回転域の下限値すなわち境界値に対応する回転速度 $N_L$ を下回ったか否かが判断される。このSA1の判断が否定される場合は本ルーチンが終了させられるが、肯定された場合は、SA2において油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{OIL}$ が読み込まれる。次いで、前記変速比検出手段90に対応するSA3において、ベルト式無段変速機18の実際の変速比 $\gamma$ が算出される。

【0029】続いて、前記変速速度最大値決定手段94に対応するSA4において、たとえば図10に示す関係から実際のベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ およびその作動油温度 $T_{OIL}$ に基づいて、変速速度の制限値すなわち最大値に対応する最大デューティ比Aが決定される。次に、SA5において、変速制御手段88により制御されるアップ変速制御弁50<sub>u</sub>或いはダウン変速制御弁50<sub>d</sub>の実際の駆動デューティ比Dが最大デューティ比Aを超えたか否かが判断される。このSA5の判断が否定される場合は本ルーチンが終了させられるので、変速制御手段88による変速制御において変速速度の最大値は何ら制限されない。しかし、上記SA5の判断が肯定される場合は、SA6において変速制御手段88により制御されるアップ変速制御弁50<sub>u</sub>或いはダウン変速制御弁50<sub>d</sub>の実際の駆動デューティ比Dが上記最大デューティ比Aに置換されることにより、その駆動デューティ比Dの最大値が上記最大デューティ比Aに制限され、変速速度の最大値が最大デューティ比Aに対応する値とされる。本実施例では、上記SA5およびSA6が前記変速速度制限手段96に対応している。

【0030】上述のように、本実施例の油圧制御装置によれば、変速速度制限手段96（SA5、SA6）により、油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{OIL}$ に基づいてベルト式無段変速機18の変速速度の最大値が制限されることから、変速に伴う入力側油圧シリンダ42c内の容積の変化率の最大値が制限されてその変化率に起因する圧低下が抑制されるので、入力側油圧シリンダ42c内の作動油不足が解消されて伝動ベルト（動力伝達部材）48のすべりが防止される。また、変速速度が上記変速速度の最大値に到達するまでの範囲内の

変速制御動作には支障がなく、変速制御特性が好適に維持される。

【0031】また、本実施例の油圧制御装置には、ベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および作動油の温度 $T_{OIL}$ と変速速度の最大値に対応する最大デューティ比Aとの間の予め設定された関係（図10）から、そのベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{OIL}$ に基づいて変速速度の最大値を決定する変速速度最大値決定手段94（SA4）が設けられていることから、ベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および油温センサ78により検出された作動油の温度 $T_{OIL}$ が反映した適切な変速速度の最大値が得られる。たとえばベルト式無段変速機18においては、その変速比 $\gamma$ が異なることで入力側可変プーリ42および出力側可変プーリ46のベルト掛かり径が変わるため、伝動ベルト48に対する挟圧力が同一であっても受け持てるトルク容量が異なることに対応することができて伝動ベルト48のすべりが防止されるとともに、変速速度の悪化を適切に小さくすることができる。

【0032】また、本実施例では、変速速度制限手段96（SA5、SA6）は、エンジン12により回転駆動される油圧ポンプ54の回転速度が予め設定された低速回転域内にある場合にベルト式無段変速機18の変速速度の最大値を制限するものであることから、油圧ポンプ54の吐出能力（吐出圧）が低い予め設定された低速回転域内においてベルト式無段変速機18の変速速度の最大値が制限されるので、油圧ポンプ54の吐出能力が高く、油圧シリンダ42c、46cからの漏れ量を十分補うことのできる回転域においては変速速度の最大値が制限されず、好適な変速制御が得られる。また、油圧ポンプ54の低速回転域内においてベルト式無段変速機18の変速速度の最大値が制限される場合は、エンジン回転速度 $N_E$ が比較的低い情行走行や高速ギヤ段における低速走行状態であって、高い変速速度はそれほど必要がないので、変速制御にはそれほど支障がない。

【0033】また、本実施例では、前記低速回転域は、たとえば図9の油圧ポンプ54の特性において最低吐出圧 $P_{min}$ が保持される最低吐出圧保持回転域よりも低い回転域であることから、油圧ポンプ54の最低吐出圧保持回転域においては油圧ポンプ54の吐出能力が高く、変速速度の最大値が制限されないで、好適な変速制御が得られる。

【0034】以上、本発明の一実施例を図面に基いて

説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0035】たとえば、前述の実施例においては、伝動ベルト48が巻きかけられた1対の可変プーリ42、46を備えた所謂ベルト式無段変速機18が用いられていたが、トロイダル型無段変速機などの他の無段変速機にも本発明は適用され得る。要するに、入力側回転体および出力側回転体の間に挟圧状態で介在させられたローラ型動力伝達部材のその入力側回転体および出力側回転体に対する接触位置が変更されることにより変速比が無段

10 階に変化させられる無段変速機であればよいのである。  
【0036】また、前述の実施例において、変速速度制限手段96による変速速度の最大値の制限はアップ変速およびダウン変速に対して実行されていたが、たとえば、変速に際して入力側油圧シリンダ42c内から作動油が排出されるために変速速度が高くなると作動油の不足を生じる可能性の高いダウン変速に対してのみ変速速度制限手段96により変速速度の最大値が制限されるようにしてもよい。

20 【0037】また、前述の図10に示す関係は、ベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ およびその作動油温度 $T_{OIL}$ と変速速度の制限値すなわち最大値に対応する最大デューティ比Aとの間の関係であったが、その変速比 $\gamma$ および作動油温度 $T_{OIL}$ の少なくとも一方と変速速度の制限値との間の関係であってもよい。このような関係が用いられることにより、ベルト式無段変速機18の変速比 $\gamma$ および作動油の温度 $T_{OIL}$ の少なくとも一方の値が反映した適切な変速速度の最大値が得られる。

30 【0038】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の制御装置が適用された車両用動力伝達装置の骨子図である。

【図2】図1のベルト式無段変速機の構成を詳しく説明するために一部を切り欠いた図である。

【図3】図1の車両用動力伝達装置におけるベルト式無段変速機を制御するための油圧制御回路の要部を示す図であって、ベルト張力制御に関連する部分を示す図である。

【図4】図1の車両用動力伝達装置におけるベルト式無段変速機を制御するための油圧制御回路の要部を示す図であって、変速比制御に関連する部分を示す図である。

10 【図5】図1の実施例の制御装置の電氣的構成を簡単に説明する図である。

【図6】図5の電子制御装置が実行する変速比制御において目標回転速度を決定するために用いられる予め記憶された関係を示す図である。

【図7】図5の電子制御装置の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図1のベルト式無段変速機において、アップ変速制御弁或いはダウン変速制御弁の駆動デューティ比Dと変速速度との関係を示す図である。

20 【図9】図1のエンジンによって回転駆動される油圧ポンプの吐出圧特性を示す図である。

【図10】図7の変速速度最大値決定手段において変速速度の最大値に対応する最大デューティ比を決定するために用いられる関係を示す図表である。

【図11】図5の電子制御装置の制御作動の要部すなわち変速速度制限ルーチンを説明するタイムチャートである。

【符号の説明】

18：ベルト式無段変速機（無段変速機）

42c：入力側油圧アクチュエータ（油圧アクチュエータ）

48：伝動ベルト（動力伝達部材）

54：油圧ポンプ

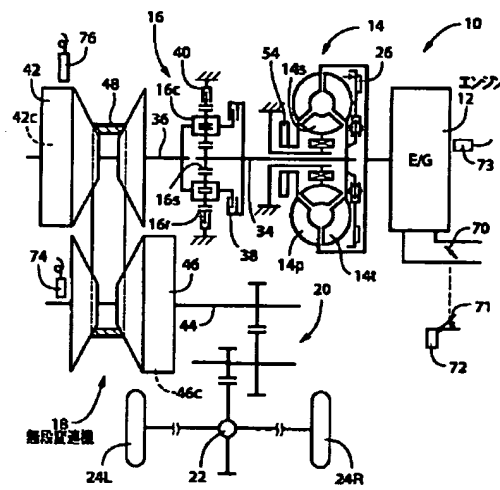
78：油温センサ

96：変速速度制限手段

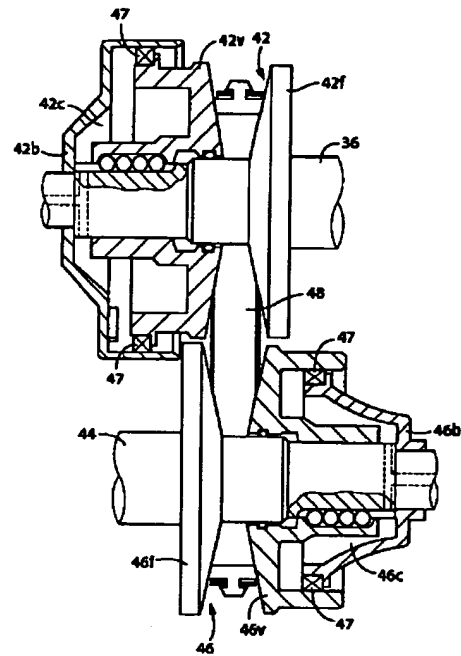
【図10】

$T_{OIL}$	$\gamma=0.4$	0.8	1.2	2.0	2.5
100℃	100%	100%	100%	100%	100%
110℃	100%	100%	90%	80%	70%
120℃	90%	90%	85%	80%	70%
130℃	90%	85%	80%	70%	60%

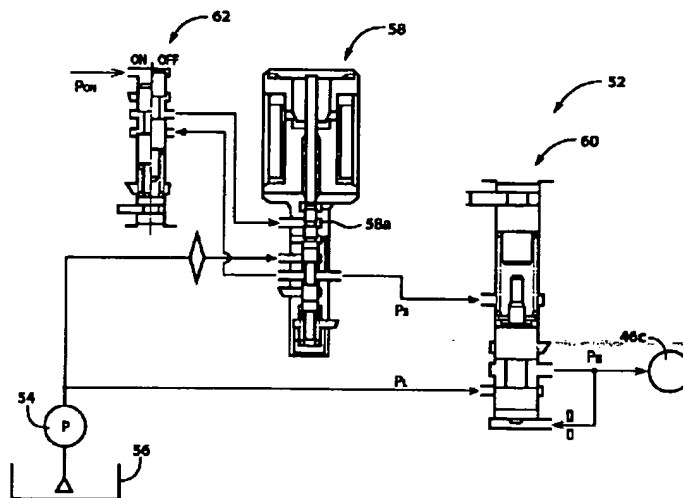
【図1】



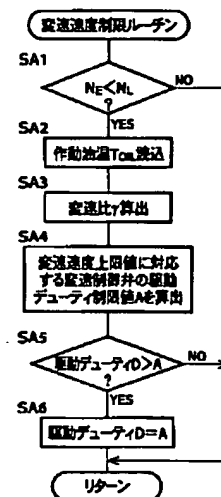
【図2】



【図3】

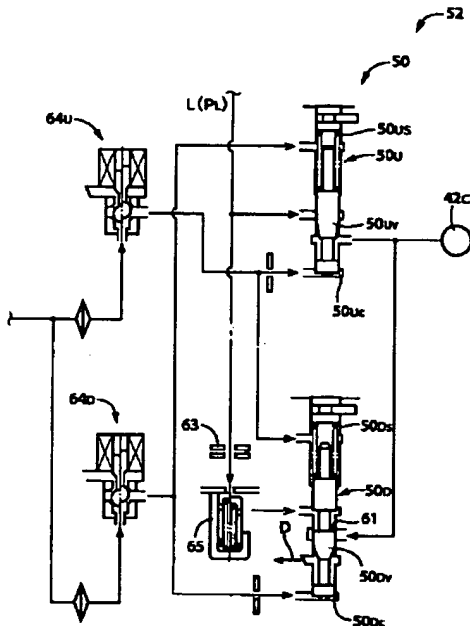


【図11】

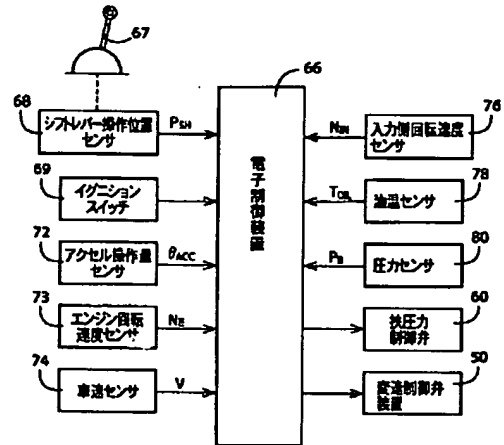




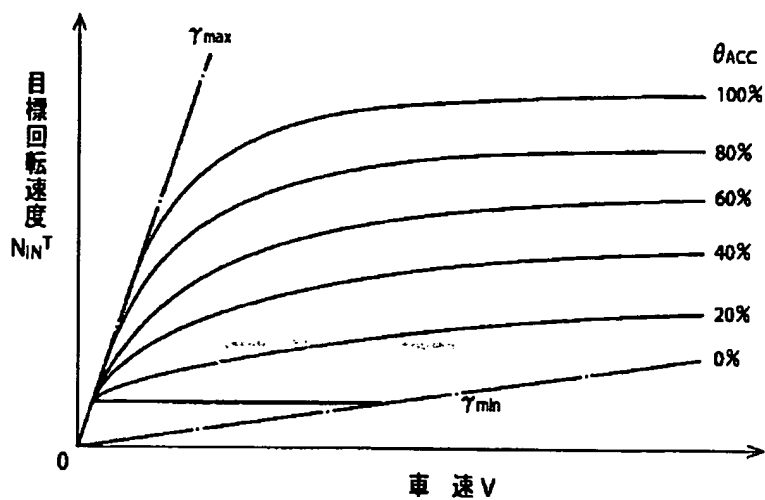
【図4】



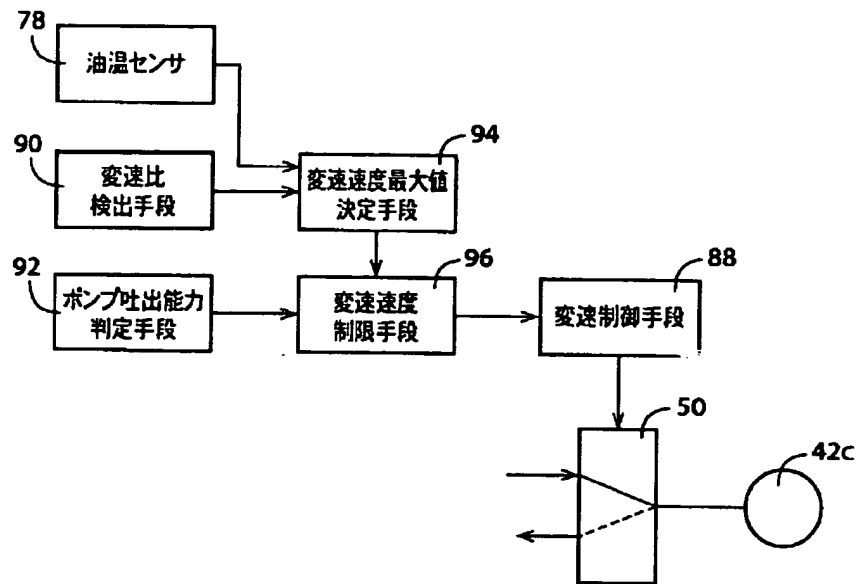
【図5】



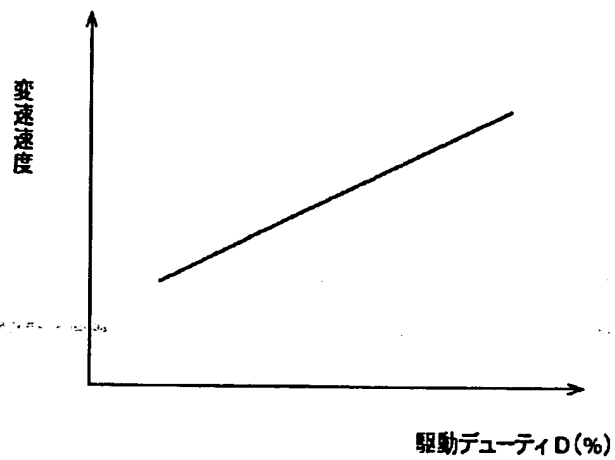
【図6】



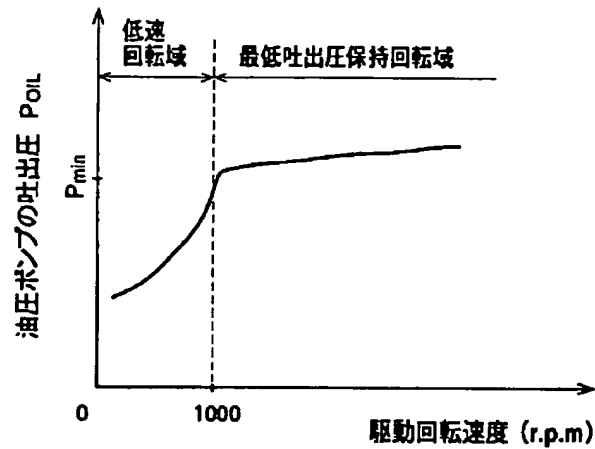
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 井上 大輔  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 河野 克己  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 谷口 浩司  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J552 MA07 MA12 MA26 NA01 NB01  
PA12 QA24C QB04 RA29  
RC03 SA32 SA36 SB21 TA01  
TB11 TB13 VA32Y VA37Z  
VA48W VA53W VA62Z VA74W  
VB01Z VC01Z VD02Z VD18Z

PAT-NO: JP02001330118A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001330118 A

TITLE: HYDRAULIC CONTROLLER FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION FOR VEHICLE

PUBN-DATE: November 30, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
YAMAMOTO, YOSHIAKI	N/A
TAMURA, TADASHI	N/A
INOUE, DAISUKE	N/A
KONO, KATSUMI	N/A
TANIGUCHI, KOJI	N/A

INT-CL (IPC): F16H061/02, F16H009/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent sliding of a power transmission member from being generated even when a temperature of a hydraulic fluid is low.

SOLUTION: Since the maximum value of a volume change rate in an input side hydraulic cylinder 42c accompanied to variable speed is limited to restrain pressure from lowering caused by the change rate, as the maximum value of a variable speed in a belt type continuously variable transmission 18 by a variable speed limiting means 96 based on the temperature Toil of the hydraulic fluid detected by an oil temperature sensor 78, a shortage in the input side hydraulic cylinder 42c is eliminated to prevent the sliding of the transmission belt (power transmission member) 48. Any disturbance in a variable speed control operation does not exist within a range until the variable speed reaches to the maximum value of the variable speed, and a variable speed control characteristic is kept favorable.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: Since the maximum value of a volume change rate in an input side hydraulic cylinder 42c accompanied to variable speed is limited to restrain pressure from lowering caused by the change rate, as the maximum value of a variable speed in a belt type continuously variable transmission 18 by a

variable speed limiting means 96 based on the temperature Toil of the hydraulic fluid detected by an oil temperature sensor 78, a shortage in the input side hydraulic cylinder 42c is eliminated to prevent the sliding of the transmission belt (power transmission member) 48. Any disturbance in a variable speed control operation does not exist within a range until the variable speed reaches to the maximum value of the variable speed, and a variable speed control characteristic is kept favorable.